

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Šroubové tlačné zařízení s řemenovým převodem

Screw pusher with a belt drive

Student: Tomáš Müller
Vedoucí diplomové práce: Ing. Milan Výtisk

Ostrava 2010

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- было с́jednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- было с́jednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce: Tomáš Müller

Adresa trvalého pobytu autora práce: U Lesa 76, 700 30, Ostrava

Anotace bakalářské práce

MÜLLER, T. *Šroubové tlačné zařízení s řemenovým převodem: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2010, 42 s. Vedoucí práce: Výtisk, M.

Bakalářská práce se zabývá návrhem a výpočtem šroubového tlačného zařízení s řemenovým převodem a zpracování části jeho výkresové dokumentace. Na začátku textu je proveden krátký průzkum současného trhu s podobnými výrobky. Dále jsou postupně řešeny jednotlivé uzly a komponenty zařízení. Při návrhu je kladen důraz na funkčnost a optimalizaci, při vyhodnocování výsledků je pak rozhodující spolehlivost a bezpečnost zařízení. Výsledkem bakalářské práce je funkční, bezpečné šroubové tlačné zařízení s řemenovým převodem, vyrobitelné v malé sérii.

Annotation of the bachelor thesis

MÜLLER, T. *Screw pusher with a belt drive: bachelor thesis*. Ostrava: VŠB – Technical university of Ostrava, Faculty of mechanical engineering, Department of machine parts and mechanisms, 2010, 42 p. Thesis head: Výtisk, M.

The bachelor thesis is dealing with design and calculation of screw pusher with a belt drive and processing it's drawing documentation. At the beginnig of the body, there is performed a little market research of similar prducts. Below a single nodes and a components of machine are solved by sequel. At designing, there is layed stress on functionality and optimalization, at analysing there is deciding reliability and safeness of machine. The product of the bachelor thesis is functional, safe screw pusher with a belt drive, which is manufacturable in a short run.

Obsah

Seznam použitých označení	8
1. Úvod	13
2. Konkurenční řešení	14
2.1 Mechanická tlačná zařízení	14
2.2 Hydraulická a pneumatická tlačná zařízení	15
3. Výpočet pohybového šroubu a matice	16
3.1 Pevnostní kontrola šroubu	16
3.2 Kontrola na vzpěr	18
3.3 Výpočet výšky matice	19
3.4 Účinnost šroubu	19
4. Kinematika zařízení a volba pohonu	20
4.1 Výpočet potřebného výkonu motoru	20
4.2 Volba motoru a převodovky	21
4.3 Výpočet otáček a točivých momentů	22
5. Výpočet řemenového převodu	23
5.1 Skutečný převodový poměr řemenic:	23
5.2 Osová vzdálenost řemenic a délka řemene	24
5.3 Stanovení potřebného počtu řemenů	25
5.4 Výpočet předpětí řemenů	25
6. Hřídel 3	27
6.1 Přenos točivého momentu z řemenice na hřídel 3	27
6.2 Přenos točivého momentu z hřídele 3 na matici	28
6.3 Kontrola hřídele 3	30
6.3.1 Určení reakcí a momentů	30

6.3.2	Průběhy sil a momentů.....	32
6.3.3	Statická kontrola.....	33
6.3.4	Dynamická kontrola.....	36
6.4	Životnost ložisek.....	38
7.	Závěr	40
8.	Seznam použité literatury.....	41
9.	Seznam příloh	42

Seznam použitých označení

a	Délka	[mm]
b	Délka	[mm]
b_p	Šířka pera	[mm]
d	Průměr	[mm]
d_1	Malý průměr závitu	[mm]
d_2	Střední průměr závitu	[mm]
d_3	Malý průměr závitu	[mm]
d_m	Vnější průměr matice, vnitřní průměr hřídele 3	[mm]
$\Delta d_{m_{\min}}$	Potřebný minimální přesah	[μm]
$\Delta d_{m_{\max}}$	Potřebný minimální přesah	[μm]
Δd_{mz}	Potřebný minimální přesah	[μm]
f_k	Součinitel tření v klínové drážce	[-]
f_o	Součinitel suchého smykového tření	[-]
h_m	Výška matice	[mm]
$i_{1,2}$	Převodový poměr převodovky	[-]
$i_{2,3}$	Převodový poměr řemenového převodu	[-]
$i_{2,3}^*$	Ideální převodový poměr řemenového převodu	[-]
$\Delta i_{2,3}$	Tolerance řemenového převodu	[%]
k	Součinitel bezpečnosti	[-]
k_d	Součinitel dynamické bezpečnosti	[-]
k_s	Součinitel statické bezpečnosti	[-]
k_v	Součinitel výsledné bezpečnosti	[-]
k_{vz}	Vzpěrná bezpečnost	[-]
l	Délka	[mm]
l_m	Délka matice	[mm]
l_m'	Část délky matice	[mm]
l_m''	Část délky matice	[mm]
l_{red}	Redukovaná délka	[mm]
$l_{v_{\max}}$	Maximální délka vyčnívajícího šroubu	[mm]
n_1	Otáčky elektromotoru, hřídele 1	[min^{-1}]
n_2	Otáčky malé řemenice, hřídele 2	[min^{-1}]
n_3	Otáčky matice, hřídele 3	[min^{-1}]

n_3'	Ideální otáčky matice, hřídele 3	$[\text{min}^{-1}]$
p_d	Dovolený tlak	$[\text{MPa}]$
p_{\min}	Minimální tlak	$[\text{MPa}]$
s	Skluz řemene	$[-]$
s_m	Servisní faktor elektromotoru a převodovky	$[-]$
s^x	Součinitel pevnostní hypotézy	$[-]$
t_1	Hloubka drážky pro pero v náboji	$[\text{mm}]$
t_m	Teplota matice, teplota okolí	$[\text{°C}]$
t_n	Teplota náboje po ohřevu	$[\text{°C}]$
v	Vůle	$[\mu\text{m}]$
v_s	Rychlost posuvu šroubu	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
x_1	Úsek na hřídeli 3	$[\text{mm}]$
x_2	Úsek na hřídeli 3	$[\text{mm}]$
x_3	Úsek na hřídeli 3	$[\text{mm}]$
A	Skutečná osová vzdálenost	$[\text{mm}]$
A'	Předběžná osová vzdálenost	$[\text{mm}]$
A_{\max}	Maximální osová vzdálenost	$[\text{mm}]$
A_{\min}	Minimální osová vzdálenost	$[\text{mm}]$
C_1	Tvarová konstanta matice	$[-]$
C_2	Tvarová konstanty náboje	$[-]$
C_k	Součinitel počtu řemenů	$[-]$
C_L	Součinitel vlivu délky řemene	$[-]$
C_p	Součinitel dynamičnosti a pracovního režimu	$[-]$
C_α	Součinitel vlivu úhlu opásání	$[-]$
D	Průměr	$[\text{mm}]$
D_1	Malý průměr závitu	$[\text{mm}]$
D_2	Výpočtový průměr malé řemenice	$[\text{mm}]$
D_3	Výpočtový průměr velké řemenice	$[\text{mm}]$
D_4	Velký průměr závitu	$[\text{mm}]$
E	Modul pružnosti v tahu	$[\text{MPa}]$
F_B	Tlačná síla na šroubu	$[\text{N}]$
F_k	Obvodová síla	$[\text{N}]$
F_{kr}	Kritická síla	$[\text{N}]$
F_N	Napínací síla řemene	$[\text{N}]$

F_o	Předpětí řemene	[N]
F_{rmax}	Maximální radiální síla na hřídeli převodovky	[N]
F_v	Výsledná radiální síla	[N]
H_1	Nosná výška závitů	[mm]
J	Moment setrvačnosti	[mm ⁴]
K	Počet řemenů	[-]
L_p	Délka řemene	[mm]
L_p'	Předběžná délka řemene	[mm]
M_o^A	Ohybový moment v bodě A	[N·m]
M_{ox1}	Ohybový moment na úseku x1	[N·m]
M_{ox2}	Ohybový moment na úseku x2	[N·m]
M_{tz}	Třecí moment na závitě	[N·m]
N_o	Ideální jmenovitý výkon přenášený 1 řemenem	[W]
N_p	Maximální výkon přenášený 1 řemenem	[W]
P	Rozteč závitů	[mm]
P_1	Potřebný výkon elektromotoru	[W]
P_{1max}	Maximální výkon elektromotoru	[W]
P_h	Stoupání závitů	[mm]
R	Poloměr	[mm]
R_{ah}	Střední aritmetická drsnost hřídele	[μm]
R_{an}	Střední aritmetická drsnost náboje	[μm]
R_{Ax}	Axiální reakce podpory A	[N]
R_{Ay}	Radiální reakce podpory A	[N]
R_{By}	Radiální reakce podpory B	[N]
R_e	Mez kluzu v tahu	[MPa]
R_m	Mez pevnosti v tahu	[MPa]
S	Plocha, nosný průřez	[mm ²]
T_{1max}	Maximální točivý moment elektromotoru	[N·m]
T_2	Točivý moment na hřídeli 2	[N·m]
T_{2max}	Maximální výstupní točivý moment převodovky	[N·m]
T_3	Točivý moment na hřídeli 3	[N·m]
T_3'	Maximální točivý moment na délce l_m'	[N·m]
T_3''	Maximální točivý moment na délce l_m''	[N·m]
T_{x1}	Točivý moment na úseku x_1	[N·m]

T_{x3}	Točivý moment na úseku x_3	[N·m]
W_k	Modul odporu průřezu v krutu	[mm ³]
W_o	Modul odporu průřezu v ohybu	[mm ³]
α	Součinitel teplotní roztažnosti	[°C ⁻¹]
α'	Úhel opásání malé řemenice	[°]
$\hat{\alpha}'$	Úhel opásání malé řemenice	[rad]
α_1	Úhel profilu závitu	[°]
$\alpha_{\sigma I}$	Součinitel tvaru pro ohyb v průřezu I	[-]
$\alpha_{\sigma III}$	Součinitel tvaru pro ohyb v průřezu III	[-]
$\alpha_{\sigma V}$	Součinitel tvaru pro ohyb v průřezu V	[-]
$\alpha_{\sigma tI}$	Součinitel tvaru pro tah a tlak v průřezu I	[-]
$\alpha_{\tau I}$	Součinitel tvaru pro krut v průřezu I	[-]
$\alpha_{\tau III}$	Součinitel tvaru pro krut v průřezu III	[-]
$\alpha_{\tau V}$	Součinitel tvaru pro krut v průřezu V	[-]
β	Součinitel zohlednění krutu	[-]
β_{σ_o}	Součinitel vrubu pro ohyb	[-]
γ	Doplňkový úhel	[°]
δ	Úhel klínové drážky řemenice	[°]
ε_m	Součinitel velikosti součásti	[-]
ε_p	Součinitel stavu povrchu součásti	[-]
η	Účinnost	[-]
η_{\uparrow}	Účinnost při zvedání břemene	[-]
η_{br}	Účinnost brodění	[-]
η_{oz}	Účinnost ozubeného převodu	[-]
$\eta_{př}$	Účinnost převodovky	[-]
$\eta_{řem}$	Účinnost řemenového převodu	[-]
η_{ul}	Účinnost valivých ložisek	[-]
λ	Štíhlost	[-]
ν	Poissonovo číslo	[-]
ν_1	Kinematická viskozita při 40°C	[mm ² ·s ⁻¹]
ρ^x	Materiálová konstanta závislá na mezi kluzu	[-]
σ_{Co}	Základní mez únavy v ohybu	[MPa]
σ_{Co}^x	Mez únavy průřezu V	[MPa]

σ_d	Napětí od tlaku	[MPa]
σ_{kr}	Kritické napětí	[MPa]
σ_o	Napětí v ohybu	[MPa]
σ_{red}	Redukované napětí	[MPa]
σ_t	Napětí v tahu	[MPa]
σ_{tIII}	Napětí v tahu v průřezu III	[Mpa]
σ_{tV}	Napětí v tahu průřezu V	[MPa]
τ	Smykové napětí	[MPa]
φ'	Redukovaný třecí úhel	[°]
ψ	Úhel stoupání závitu	[°]
ω_3	Úhlová rychlost hřídele 3	[s ⁻¹]

1. Úvod

Cílem této bakalářské práce je navrhnout funkční tlačné šroubové zařízení splňující všechny parametry zadání. Toto zařízení by mělo být hospodárně zhotovitelné a tudíž i konkurenceschopné. Po konzultaci s vedoucím bakalářské práce bude konstruováno jako vertikální (motor s převodovkou nad pohybovým šroubem), dále nebude uvažováno úplné krytí šroubu proti nečistotám a prachu. Vlastní uplatnění tohoto zařízení může být široké, v praxi se může jednat např. o posuvné zařízení polotovarů ve výrobním procesu nebo shrnovač materiálu z dopravního pásu. Vzhledem k poměrně specifické konstrukci (použití řemenového převodu, velký zdvih) je uvažována kusová výroba. Zařízení bude navrženo pro umístění na betonový základ nebo ocelové nosníky, ukotveno bude šrouby.

2. Konkurenční řešení

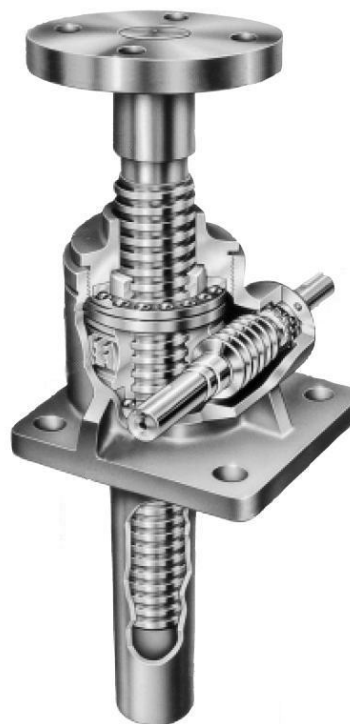
Jak je už ze zadání patrné, tlačné zařízení bude v této práci řešeno šroubovým mechanismem. Existují ale i jiná řešení. Obecně by se podobná zařízení dala rozdělit na mechanická, hydraulická a pneumatická. Zde budou popsány jejich základní principy, výhody a nevýhody.

2.1 Mechanická tlačná zařízení

V zařízeních tohoto typu se pro přenos síly a realizaci zdvihu používají tyto mechanické členy: pohybové šrouby, ozubené převody a pákové systémy, ty mohou být poháněny ručně nebo elektrickým motorem. Konkrétním zařízením pak mohou být například automobilový zvedák nebo lis.

Šroubový zvedák

Jako zástupce šroubových zvedáků je zde zobrazen výrobek firmy Powerjacks (15), určený pro univerzální průmyslové použití. Jedná se o zvedák se zabudovaným šnekovým převodem, který umožňuje vynechání dalšího převodového členu. Hnací točivý moment je přenášen na kolo s šnekovým ozubením, které je přímo spojené s maticí. Ta pak pohání šroub, který je pouze posuvný. Zajištění šroubu proti otáčení je zde zajištěno jeho přišroubováním ke zdvihanému, neotočnému tělesu.



Obr. 2.1 Šroubový zvedák Powerjacks

Tyto zvedáky se používají pro zdvihání břemen do hmotnosti cca 35 tun. Šroubový mechanismus má menší účinnost (40 – 70 %), ke zmenšení tření na závitu a zvětšení účinnosti se používá kuličkový pohybový šroub s účinností až 94 %. Mezi výhody patří vysoká přesnost posuvu a dlouhá životnost.

Hřebenový zvedák

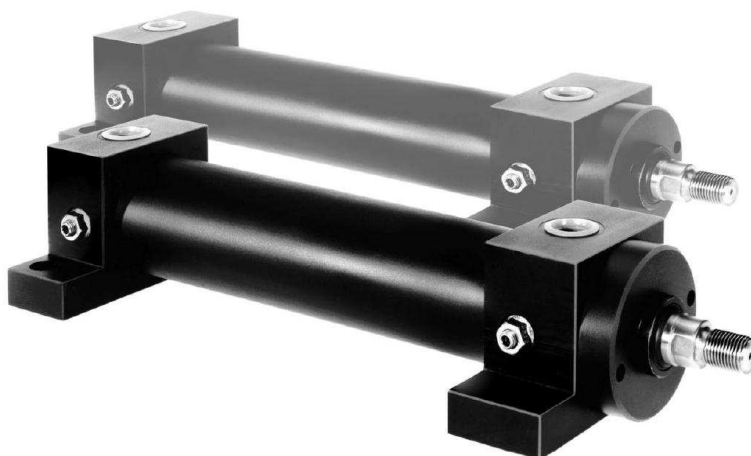
Posuv je zde realizován pohybem tyče s hřebenovým ozubením. Kvůli menšímu poměru tíhy zvednutého břemene ku potřebnému poháněcímu točivému momentu je při zvedání na ruční pohon potřeba větší síla na klice. Proto se tyto zvedáky vyrábí pro menší nosnosti, než zvedáky šroubové (2 – 20 tun). Tato zařízení se používají nejčastěji ve stavebnictví pro manipulaci s materiálem. Hřebenové zvedáky jsou jednoduché konstrukce, odolné a je zde výhoda jednoduchého zajištění břemene v různých polohách.



Obr. 2.2 Hřebenový zvedák

2.2 Hydraulická a pneumatická tlačná zařízení

Hydraulické zvedáky (hydraulické válce) se používají pro zatížení až 300 t (např. k nastavení výšky mostních konstrukcí při jejich montáži) nebo často tam, kam není jednoduché dovést hnací sílu hřídelem (např. ramena bagrů). Pneumatika zase vyniká čistotou, proto se hojně využívá např. v potravinářství, nevýhody jsou nižší únosnost a nepřesné nastavení polohy.



Obr. 2.3 Hydraulický válec od HEB Hydraulik (12)

3. Výpočet pohybového šroubu a matice

Základ pro všechny další výpočty je volba závitu pohybového šroubu, proto bude výpočet šroubu a matice proveden jako 1. Schéma celého zařízení je pak na obr. 4.1. Jako materiál šroubu zvolena dle (3) ocel 11 500.0, která je pro tuto aplikaci vhodná. Její mechanické vlastnosti:

$$R_e = 245 \text{ MPa}$$

$$R_m = (470 - 610) \text{ MPa}$$

Návrh malého průměru závitu šroubu se provede dle (9) z namáhání tlakem zadanou osovou silou F_B . Zatím neznámý krut se zohlední součinitelem β . S ohledem na vzpěr zvolena vyšší bezpečnost $k_s = 2,5$.

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{\beta \cdot k_s \cdot 4 \cdot F_B}{\pi \cdot R_e}} \quad (3.1)$$

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot 2,5 \cdot 30000}{\pi \cdot 245}}$$

$$d_3 \geq 22,5 \text{ mm}$$

Dle (1) zvolen závit Tr 28x9(P3) ČSN 01 4050. Tříchodý závit vybrán s ohledem na vyšší účinnost šroubové vazby, ale i zachovanou samosvornost.

Rozměry závitu Tr 28x9(P3):

$$d = 28 \text{ mm}$$

$$d_2 = 26,5 \text{ mm}$$

$$d_3 = 24,5 \text{ mm}$$

$$D_1 = 25,5 \text{ mm}$$

$$D_4 = 28,5 \text{ mm}$$

3.1 Pevnostní kontrola šroubu

Pevnostní kontrola bude provedena dle (9). Napětí od tlaku ve šroubu:

$$\sigma_d = \frac{F_B}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \quad (3.2)$$

$$\sigma_d = \frac{30000}{\frac{\pi \cdot 24,5^2}{4}} = 63,64 \text{ MPa}$$

Napětí v krutu:

$$\tau = \frac{M_{tz}}{W_k} = \frac{M_{tz}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} \quad (3.3)$$

$$\tau = \frac{97,892 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 24,5^3}{16}} = 33,90 \text{ MPa}$$

Kde:

$$\psi = \arctg \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} \quad (3.4)$$

$$\psi = \arctg \frac{9}{\pi \cdot 26,5} = 6,170^\circ$$

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha_1}{2}} \quad (3.5)$$

$$\varphi' = \arctg \frac{0,13}{\cos \frac{60}{2}} = 7,665^\circ$$

Kde součinitel tření na závitu $f_z = 0,13$ je zvolen pro ocel – bronz dle (3). Třecí moment na závitu M_{tz} dle (9):

$$M_{tz} = F_B \cdot \tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} \quad (3.6)$$

$$M_{tz} = 30000 \cdot \tg(6,170 + 7,665) \cdot \frac{26,5}{2} \cdot 10^{-3} = 97,892 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Statická bezpečnost podle Guestovy hypotézy:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{R_e}{\sqrt{\sigma_d^2 + 4 \cdot \tau^2}} \quad (3.7)$$

$$k_s = \frac{245}{\sqrt{63,64^2 + 4 \cdot 33,90^2}} = 2,6$$

Šroub pevnostně vyhovuje.

3.2 Kontrola na vzpěr

Pro tuto kontrolu je třeba vypočítat štíhlost šroubu (pro výpočet se uvažuje jako tyč o průměru d_3 závitu). Postup výpočtu proveden dle (17).

$$\lambda = \frac{l_{\text{red}}}{\sqrt{\frac{J}{S}}} = \frac{0,65 \cdot l_{v \max}}{\sqrt{\frac{4 \cdot \pi \cdot d_3^4}{64 \cdot \pi \cdot d_3^2}}} = \frac{0,65 \cdot 4 \cdot l_{v \max}}{d_3} \quad (3.8)$$
$$\lambda = \frac{0,65 \cdot 4 \cdot 760}{24,5} = 80,65$$

Kde $l_{v \max}$ je maximální délka vyčnívajícího šroubu, redukováná délka šroubu se vypočítá dle (17) jako uložení typu IV (vetknutí na obou koncích – vedení v matici a uchycení ve čtvercové díře na 2. straně). Kritická štíhlost pro nelegovanou ocel je dle (3) $\lambda_m = 100$. Vypočítaná hodnota štíhlosti je menší, proto se provede výpočet dle (17) Tetmajerovou metodou.

Kritická síla (s materiálovými konstantami pro ocel 11 500):

$$F_{kr} = \sigma_{kr} \cdot \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = (335 - 0,62 \cdot \lambda) \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \quad (3.9)$$
$$F_{kr} = (335 - 0,62 \cdot 80,65) \frac{\pi \cdot 24,5^2}{4} = 134357,63 \text{ N}$$

Bezpečnost pro namáhání na vzpěr se pak vypočítá:

$$k_{vz} = \frac{F_{kr}}{F_B} \quad (3.10)$$
$$k_{vz} = \frac{134357,63}{30000} = 4,5$$

Vzpěrná bezpečnost by se měla dle (7) pro kombinované zatížení s krutem pohybovat v rozmezí 3,5 až 5. Šroub tedy vyhovuje.

3.3 Výpočet výšky matice

Minimální výška matice se vypočítá dle (9) podle dovoleného měrného tlaku v závitech:

$$h_m \geq P \cdot \frac{F_B}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_D}$$

$$h_m \geq 3 \cdot \frac{30000}{\pi \cdot 26,5 \cdot 1,25 \cdot 15}$$

$$h_m \geq 57,7 \text{ mm}$$

Kde $p_D = 15 \text{ MPa}$ je dovolený měrný tlak na závit bronzové matice (volba materiálu matice také viz kap. 6.2) a nosná výška závitu H_1 se vypočítá:

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} \quad (3.12)$$

$$H_1 = \frac{28 - 25,5}{2} = 1,25 \text{ mm}$$

Kvůli snížení otláčení konců závitů z důvodu naklopení šroubu vlastní vahou v jeho krajních pracovních polohách byla zvolena délka matice $h_m = 100 \text{ mm}$.

3.4 Účinnost šroubu

Účinnost pohybového šroubu ve vodorovné poloze je stejná v obou směrech a vypočítá se dle (7) stejně jako pro svislé zvedání břemene:

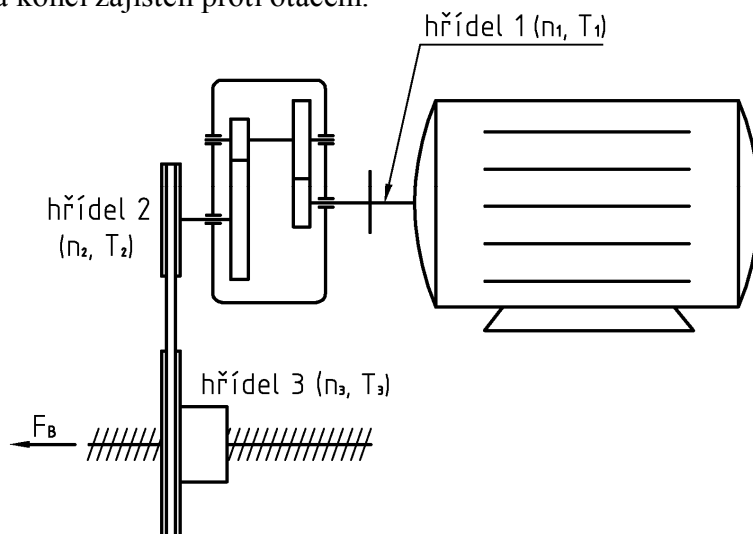
$$\eta_{\uparrow} = 100 \cdot \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')} \quad (3.13)$$

$$\eta_{\uparrow} = 100 \cdot \frac{\operatorname{tg} 6,170^\circ}{\operatorname{tg}(6,170^\circ + 7,665^\circ)} = 43,9 \%$$

Jako mazivo pohybového šroubu voleno z katalogu (14) plastické mazivo OMV signum WR2, které je vhodné pro použití v otevřených konstrukcích zařízení. Vzhledem k volbě bronzové matice není potřeba neustálého domazávání šroubu, kvůli bezpečnosti a spolehlivosti zařízení je ovšem nutná pravidelná kontrola (cca 1 x týdně) stavu pohybového šroubu a jeho domazávání.

4. Kinematika zařízení a volba pohonu

Na obr. 4.1 je znázorněno schéma pohonu zařízení. Do duté hřídele 3 je nalisována matice, která se spolu s hřídelí otáčí a vyvolává posuv a tlačnou sílu F_B pohybového šroubu, který je na konci zajištěn proti otáčení.



Obr. 4.1 Blokové schéma zařízení

4.1 Výpočet potřebného výkonu motoru

Ze zadané rychlosti posuvu šroubu $v_s = 0,6 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ se vypočítají potřebné ideální otáčky matice n_3' dle (7):

$$n_3' = \frac{v_s}{P_h \cdot 10^{-3}} \quad (4.1)$$

$$n_3' = \frac{0,6}{9 \cdot 10^{-3}} = 66,667 \text{ min}^{-1}$$

Potřebný výkon motoru se dle (16) vypočítá z otáček n_3' a točivého momentu na matici $T_3 = M_{tz}$ (viz rov. 3.6). Současně je třeba ho zvětšit o výkonové ztráty:

$$P_1 = T_3 \cdot \omega_3 \cdot s_m \cdot \frac{1}{\eta} = T_3 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_3'}{60} \cdot s_m \cdot \frac{1}{\eta_{ul} \cdot \eta_{př} \cdot \eta_{řem}} \quad (4.2)$$

$$P_1 = 97,892 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 66,667}{60} \cdot 1,2 \cdot \frac{1}{0,995 \cdot 0,956 \cdot 0,900} = 957,9 \cong 960 \text{ W}$$

Kde servisní faktor $s_m = 1,2$ volen dle (16) pro dvousměnný provoz, počet sepnutí za hodinu větší než 10 a pro normální provoz bez rázů (případné větší rázy zachytí řemenový převod). Účinnosti $\eta_{řem}$ a η_{ul} voleny dle (4).

Účinnost 2 stupňové převodovky $\eta_{př}$ se dle (11) vypočítá:

$$\eta_{př} = \eta_{ul}^3 \cdot \eta_{oz}^2 \cdot \eta_{br} \quad (4.3)$$

$$\eta_{př} = 0,995^3 \cdot 0,990^2 \cdot 0,990 = 0,956$$

Kde jsou účinnosti převodu ozubenými koly $\eta_{oz} = 0,990$ a účinnost brodění $\eta_{br} = 0,990$ voleny dle (11) pro zakrytou převodovku s kvalitním, čistým olejem. $\eta_{ul} = 0,950$ viz rov. 4.2.

4.2 Volba motoru a převodovky

Dle (16) podle výkonu P_1 zvolen 4 pólový asynchronní motor s kotvou nakrátko Siemens 1LA7090-4AA97 L1A s jeho parametry:

$$P_{1max} = 1100 \text{ W}$$

$$n_1 = 1415 \text{ min}^{-1}$$

$$T_{1max} = 7,4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

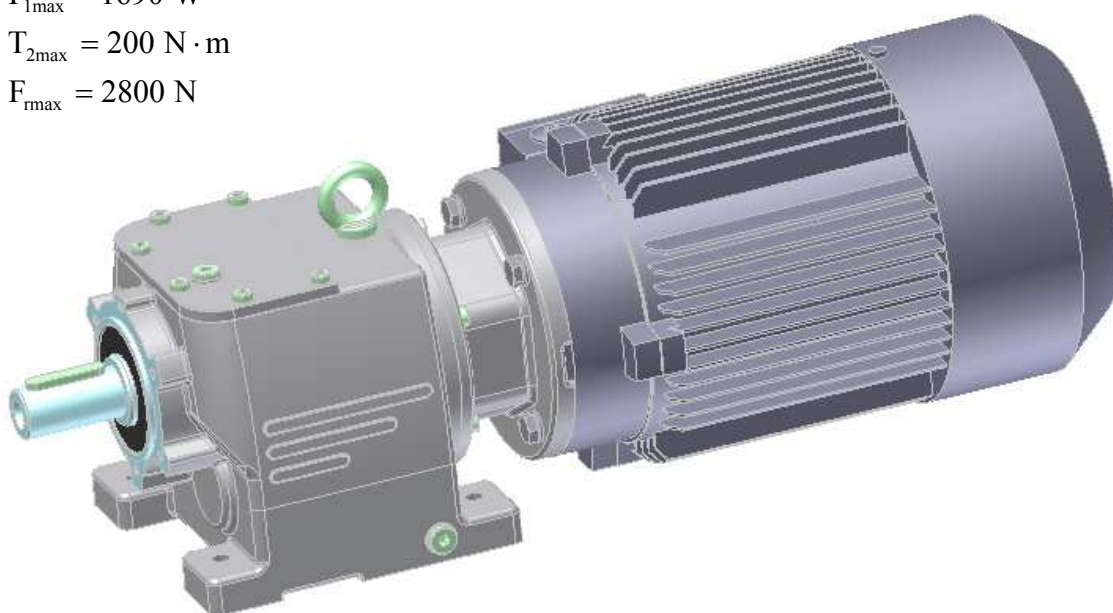
K tomuto motoru byla přiřazena převodovka s vhodným převodovým poměrem (viz také kap. 4.3) od firmy TOS Znojmo MTC 32AD5540 s parametry:

$$i_{1,2} = 16,42$$

$$P_{1max} = 1690 \text{ W}$$

$$T_{2max} = 200 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$F_{rmax} = 2800 \text{ N}$$



Obr. 4.1 Sestava převodovky s motorem

4.3 Výpočet otáček a točivých momentů

Podle převodového poměru $i_{1,2}$ převodovky a skutečného převodového poměru $i_{2,3}$ řemenového převodu (viz kap. 5.1) se vypočítají otáčky na hřídelích 2 a 3.

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{1,2}} \quad (4.4)$$

$$n_2 = \frac{1415}{16,42} = 86,175 \text{ min}^{-1}$$

$$n_3 = \frac{n_1}{i_{1,2} \cdot i_{2,3}} \quad (4.5)$$

$$n_3 = \frac{1415}{16,42 \cdot 1,331} = 64,745 \text{ min}^{-1}$$

Točivé momenty na hřídelích 2 a 3:

$$T_3 = M_{tz} = 97,892 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.6)$$

$$T_2 = \frac{T_3}{i_{2,3} \cdot \eta_{rem} \cdot \eta_{ul}} \quad (4.7)$$

$$T_2 = \frac{97,892}{1,288 \cdot 0,900 \cdot 0,995} = 84,872 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Účinnosti viz kap. 4.1.

5. Výpočet řemenového převodu

Podle výkonu a otáček na hřídeli 2 dle (8) určen klasický průřez řemene typu B. Typ A by výkonově vyhovoval, ale je určen pro vyšší otáčky a počet řemenů typu Z by byl pro daný výkon a otáčky příliš velký. Výpočet řemenového převodu v celé kap. 5 proveden dle (8).

Ideální převodový poměr řemenového převodu:

$$i_{2,3}' = \frac{n_2}{n_3'} \quad (5.1)$$

$$i_{2,3}' = \frac{86,175}{66,667} = 1,293$$

Velikosti výpočtových průměrů řemenic zvolené dle ideálního převodového poměru $i_{2,3}'$:

$$D_2 = 170 \text{ mm}$$

$$D_3 = 224 \text{ mm}$$

5.1 Skutečný převodový poměr řemenic:

$$i_{2,3} = \frac{D_3}{D_2 \cdot (1-s)} \quad (5.2)$$

$$i_{2,3} = \frac{224}{170 \cdot (1-0,01)} = 1,331$$

Kde skluz $s = 0,01$ platí pro zvolený typ řemenu Rekord dle (8).

Tento převodový poměr musí vyhovovat podmínce tolerance převodu $\Delta i_{2,3} = 5 \%$:

$$i_{2,3}' \cdot \left(1 - \frac{\Delta i_{2,3}}{100}\right) \leq i_{2,3} \leq i_{2,3}' \cdot \left(1 + \frac{\Delta i_{2,3}}{100}\right) \quad (5.3)$$

$$1,293 \cdot \left(1 - \frac{5}{100}\right) \leq 1,331 \leq 1,293 \cdot \left(1 + \frac{5}{100}\right)$$

$$1,228 < 1,331 < 1,358$$

Zvolená kombinace výpočtových průměrů řemenic vyhovuje toleranci převodového poměru řemenového převodu.

5.2 Osová vzdálenost řemenic a délka řemene

Vzhledem k malému převodovému poměru není pro volbu osové vzdálenosti kritická podmínka minimálního úhlu opásání. Předběžná osová vzdálenost $A' = 250$ mm zvolena tak, aby nedošlo ke kolizi řemenic. Předběžná délka řemene se určí:

$$L_p' = 2 \cdot A' \cdot \sin \frac{\alpha'}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (D_3 + D_2) + \frac{\pi}{180} \cdot \left(90 - \frac{\alpha'}{2} \right) \cdot (D_3 - D_2) \quad (5.4)$$

$$L_p' = 2 \cdot 250 \cdot \sin \frac{155,05}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (224 + 170) + \frac{\pi}{180} \cdot \left(90 - \frac{155,05}{2} \right) \cdot (224 - 170) = 1118,85 \text{ mm}$$

Kde úhel opásání α' malé řemenice se vypočítá:

$$\cos \frac{\alpha'}{2} = \frac{D_3 - D_2}{2 \cdot A'} \Rightarrow \alpha' = 2 \cdot \arccos \left(\frac{D_3 - D_2}{2 \cdot A'} \right) \quad (5.5)$$

$$\alpha' = 2 \cdot \arccos \left(\frac{224 - 170}{250} \right) = 155,05^\circ$$

Dle (8) zvolena z normalizovaných délek řemenů délka řemene $L_p = 1120$ mm.

Skutečná osová vzdálenost:

$$A = \frac{1,04 \cdot L_p - \frac{\pi}{2} \cdot (D_3 + D_2) - \frac{\pi}{180} \cdot \left(90 - \frac{\alpha'}{2} \right) \cdot (D_3 - D_2)}{2 \cdot \sin \frac{\alpha'}{2}} \quad (5.6)$$

$$A = \frac{1,04 \cdot 1120 - \frac{\pi}{2} \cdot (224 + 170) - \frac{\pi}{180} \cdot \left(90 - \frac{155,05}{2} \right) \cdot (224 - 170)}{2 \cdot \sin \frac{155,05}{2}} = 273,53 \text{ mm}$$

Pro nasazení a napínání řemene je třeba zajistit posuv osové vzdálenosti v rozmezí:

$$A_{\min} = A - 0,015 \cdot L_p \quad (5.7)$$

$$A_{\min} = 273,53 - 0,015 \cdot 1120 = 256,73 \text{ mm}$$

$$A_{\max} = A + 0,030 \cdot L_p \quad (5.8)$$

$$A_{\max} = 273,53 + 0,030 \cdot 1000 = 307,13 \text{ mm}$$

5.3 Stanovení potřebného počtu řemenů

Maximální výkon N_p přenášený 1 řemenem v provozních podmínkách se vypočítá:

$$N_p = N_0 \cdot \frac{C_\alpha \cdot C_L}{C_p} \quad (5.9)$$

$$N_p = 1,35 \cdot \frac{0,92 \cdot 0,86}{1,2} = 890 \text{ W}$$

Kde N_0 je ideální jmenovitý výkon při otáčkách n_2 hnací řemenice a určí se dle (3) z tab. na str. 538. V této tabulce jsou uvedeny otáčky pouze od 700 min^{-1} , toto je pak třeba zohlednit u výsledného počtu řemenů K . Součinitele $C_\alpha = 0,92$, $C_L = 0,86$ a $C_p = 1,2$ určeny dle (3) pro dvousměnný, středně těžký pracovní režim.

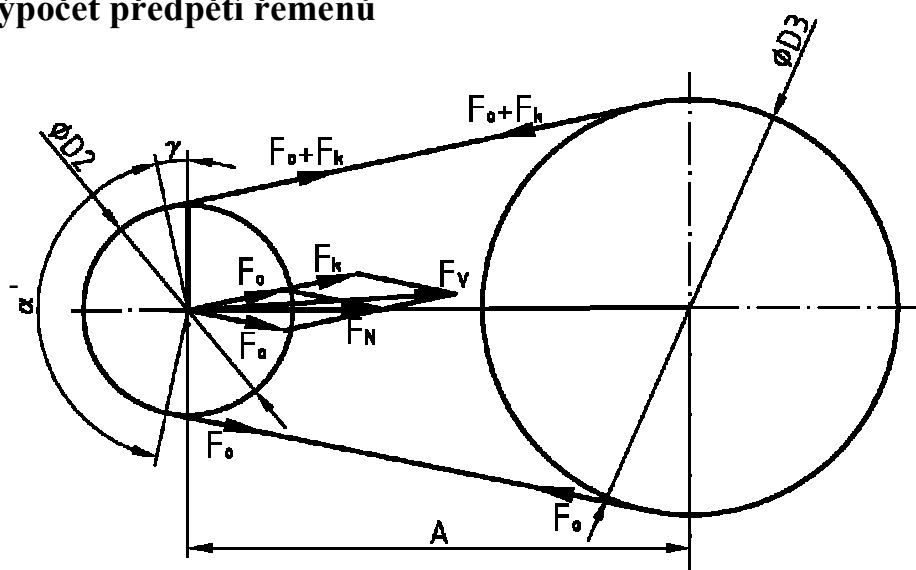
Potřebný počet řemenů:

$$K = \frac{P_1 \cdot \eta_{př}}{N_p \cdot C_k} \quad (5.10)$$

$$K = \frac{960 \cdot 0,956}{890 \cdot 0,95} = 1,1 \cong 2$$

Kde účinnost $\eta_{př} = 0,956$ viz kap. 4.1. a $C_k = 0,95$ je dle (8) součinitel pro 2 řemeny. Přenos výkonu 2 řemeny obsahuje dostatečnou výkonovou rezervu, která pokryje nepřesnost hodnoty N_0 .

5.4 Výpočet předpětí řemenů



Obr. 5.1 Rozklad sil

Výpočet přenášené obvodové síly na hnací řemenici:

$$F_k = \frac{2 \cdot T_2}{D_2} \quad (5.11)$$

$$F_k = \frac{2 \cdot 84,872 \cdot 10^3}{170} = 998,49 \text{ N}$$

Předpětí řemenů se vypočítá ze vztahu odvozeného z podmínky neproklouznutí řemene:

$$F_0 = k \cdot \frac{F_k}{2} \cdot \frac{e^{f_k \cdot \alpha'} + 1}{e^{f_k \cdot \alpha'} - 1} \quad (5.12)$$

$$F_0 = 1,3 \cdot \frac{998,49}{2} \cdot \frac{e^{1,22 \cdot 2,706} + 1}{e^{1,22 \cdot 2,706} - 1} = 698,66 \cong 700 \text{ N}$$

Kde součinitel bezpečnosti proti proklouznutí zvolen pro zachycení přetížení $k = 1,3$ z rozmezí (1,3 – 1,6) dle (8). Součinitel tření v klínové drážce f_k se vypočítá:

$$f_k = \frac{f_0 + 0,012 \cdot \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_2}{60}}{\sin \frac{\delta}{2}} \quad (5.13)$$

$$f_k = \frac{0,35 + 0,012 \cdot \frac{\pi \cdot 0,150 \cdot 86,175}{60}}{\sin \frac{34}{2}} = 1,22$$

Kde $f_0 = 0,35$ je součinitel suchého tření pro pryžový řemen - ocelovou řemenici dle (8) a $\delta = 34^\circ$ je úhel drážky řemenice dle (8).

Dále se provede výpočet napínací síly F_N , který vychází z rozkladu sil na obr. 5.1:

$$F_N = \frac{2 \cdot F_0}{\sin \frac{\alpha'}{2}} \quad (5.14)$$

$$F_N = \frac{2 \cdot 700}{\sin \frac{155,05}{2}} = 1433,85 \text{ N}$$

K síle F_N , která působí za klidu, se za provozu přičte síla F_k (rov. 5.11):

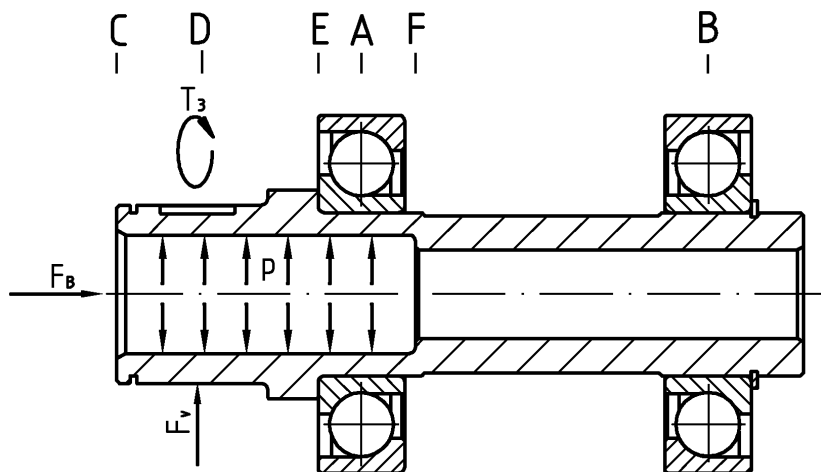
$$F_V = F_N + F_k \quad (5.15)$$

$$F_V = 1433,85 + 998,49 = 2432,34 \text{ N}$$

Výsledná síla F_V musí být menší než maximální dovolená radiální síla na hřídeli 2 $F_{rmax} = 2800 \text{ N}$, což platí. Převodovka tedy v tomto ohledu vyhovuje.

6. Hřídel 3

Tato součást přenáší axiální sílu F_B od tlačení břemene a točivý moment T_3 z velké řemenice na matici. Dále je pak namáhána na ohyb silou F_v od tahu v řemenech a tlakem p od nalisované matice. Průřezy A – F budou rozebrány dále.



Obr. 6.1 Zatížení hřídele 3

Pro hřídel 3 zvolen dle (3) materiál 12 060.1, který je pro tuto aplikaci vhodný. Jeho mechanické vlastnosti:

$$R_e = 345 \text{ MPa}$$

$$R_m = 600 \text{ MPa}$$

6.1 Přenos točivého momentu z řemenice na hřídel 3

Přenos točivého momentu je realizován spojením těsným perem. Normalizovaná velikost těsného pera by pro $\phi 60 \text{ mm}$ a točivý moment T_3 byla neúměrně velká. Proto bylo dle (3) zvoleno pero nestandardní jako pro $\phi 12-17$ ($b_p = 5 \text{ mm}$, $t_1 = 2,1 \text{ mm}$).

Přenášená obvodová síla a následně délka pera se dle (5) vypočítají:

$$F_k = \frac{T_3}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} \quad (6.1)$$

$$F_k = \frac{97,892 \cdot 10^3}{\frac{60}{2} + \frac{2,1}{2}} = 3152,72 \text{ N}$$

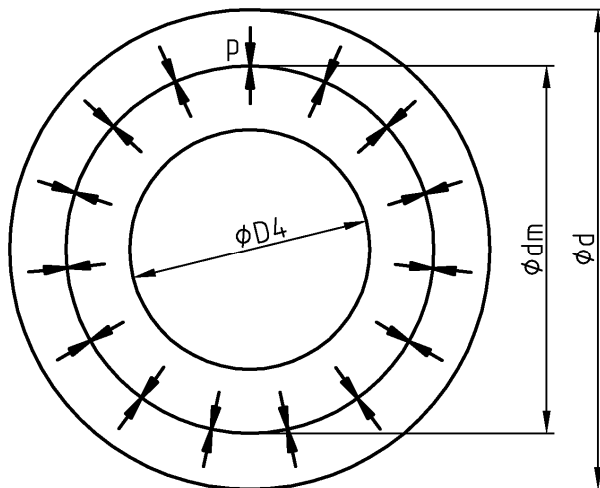
$$l \geq b_p + \frac{F_k}{p_D \cdot t_1} \quad (6.2)$$

$$l \geq 5 + \frac{3152,72}{120 \cdot 2,1}$$

$$l \geq 17,51 \text{ mm}$$

Zvoleno dle (3) Pero 5x5x20 ČSN 02 2562.

6.2 Přenos točivého momentu z hřídele 3 na matici



Obr. 6.2 Schéma nalisovaného spojení

Přenos točivého momentu je realizován nalisováním za tepla. Výpočet a kontrola nalisování bude provedena v průřezu s drážkou pro pero na hřídeli 3, tj. v průřezu, nejčastějším po délce spoje. Výpočet nalisování bude proveden dle (5).

Minimální potřebný tlak ve spoji pro přenos točivého momentu T_3 :

$$p_{\min} = \frac{2 \cdot k \cdot T_3}{\pi \cdot d_m^2 \cdot f_o \cdot l} \quad (6.3)$$

$$p_{\min} = \frac{2 \cdot 1,5 \cdot 97,892 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40^2 \cdot 0,12 \cdot 100} = 4,87 \text{ MPa}$$

Kde $f_o = 0,12$ je součinitel tření pro ocel – bronz dle (3). Bezpečnost spoje zvolena $k = 1,5$ podle (5). Dále je proveden výpočet tvarových konstant spoje:

$$C_2 = \frac{d^2 + d_m^2}{d^2 - d_m^2} \quad (6.4)$$

$$C_2 = \frac{60^2 + 42^2}{60^2 - 42^2} = 2,922$$

$$C_1 = \frac{d_m^2 + D_4^2}{d_m^2 - D_4^2} \quad (6.5)$$

$$C_1 = \frac{42^2 + 28,5^2}{42^2 - 28,5^2} = 2,707$$

Potřebný minimální přesah

$$\Delta d'_{m_{\min}} = \Delta d_{mz} + \frac{d_m \cdot p_{\min}}{E} \cdot (C_2 + C_1) = 1,2 \cdot (Ra_h + Ra_d) + \frac{d_m \cdot p_{\min}}{E} \cdot (C_2 + C_1) \quad (6.6)$$

$$\Delta d'_{m_{\min}} = 1,2 \cdot (0,0016 + 0,0032) + \frac{42 \cdot 4,87}{2,1 \cdot 10^5} \cdot (2,922 + 2,707) = 11,0 \mu\text{m}$$

Kde Δd_{mz} je ztráta přesahu po lisování za tepla dle (5). Zvoleno uložení H7/s6 (dle (3) pro $\phi 40$ mm: ES = 25 μm , EI = 0 μm , es = 59 μm , ei = 43 μm). Maximální možný přesah $\Delta d_{m_{\max}}$ je roven horní úchylce es. Maximální tlak od nalisování v místě spoje se vypočítá:

$$p_{\max} = \frac{(\Delta d_{m_{\max}} - \Delta d_{mz}) \cdot E}{d_m \cdot (C_2 + C_1)} = \frac{(\Delta d_{m_{\max}} - 1,2 \cdot (Ra_h + Ra_n)) \cdot E}{d_m \cdot (C_2 + C_1)} \quad (6.7)$$

$$p_{\max} = \frac{10^{-3} \cdot (59 - 1,2 \cdot (1,6 + 3,2)) \cdot 2,1 \cdot 10^5}{42 \cdot (2,922 + 2,707)} = 47,29 \text{ MPa}$$

Podle různého přesahu kolísá axiální únosnost spoje a část axiální síly zachytí také opěrná plocha matice. Toto způsobuje nejasný průběh axiální síly v hřídeli (viz kap. 6.3.2).

Kontrola podle Guestovy hypotézy dle (7) – pro průměr matice D_4 a průměr náboje d_m :

Kontrola náboje

$$\sigma_{\text{red}} = p_{\max} \cdot (C_2 + 1) \quad (6.8)$$

$$\sigma_{\text{red}} = 47,29 \cdot (2,922 + 1) = 185,47 \text{ MPa}$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{\text{red}}} \quad (6.9)$$

$$k_s = \frac{345}{185,47} = 1,9$$

$R_e = 345$ MPa viz začátek kap. 6. Dle (4) je minimální statická bezpečnost pro lisování $k_s = 1,25$. Vyšší součinitel bezpečnosti odpovídá neuvažované drážce pro pero, představuje také dostatečnou rezervu pro zredukování jednotlivých průměrů hřídele na $\phi d = 60$ mm.

Kontrola matice

$$\sigma_{\text{red}} = p_{\text{max}} \cdot (C_1 + 1) \quad (6.10)$$

$$\sigma_{\text{red}} = 47,29 \cdot (2,707 + 1) = 175,30 \text{ MPa}$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{\text{red}}} \quad (6.11)$$

$$k_s = \frac{245}{175,30} = 1,4$$

Jako materiál zvolen dle (2) bronz ČSN 42 3231.01 ($R_e = 245 \text{ MPa}$) pro jeho výborné kluzné a samomazací vlastnosti, dobré mechanické vlastnosti a snadnou obrobitelnost. Součinitel bezpečnosti představuje dostatečnou rezervu pro zredukování jednotlivých průměrů hřídele na $\phi d = 60 \text{ mm}$. Obě součásti vyhovují.

Teplota ohřevu náboje (hřídele 3) dle (5)

$$t_n = t_m + \frac{\Delta d_{m_{\text{max}}} + v}{\alpha \cdot d_m} = t_m + \frac{\Delta d_{m_{\text{max}}} + 0,009 \cdot \sqrt{d_m}}{\alpha \cdot d_m} \quad (6.12)$$

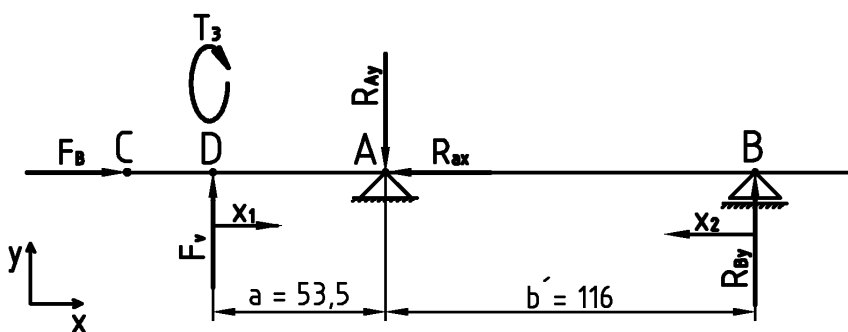
$$t_n = 20 + \frac{0,059 + 0,009 \cdot \sqrt{40,5}}{11 \cdot 10^{-6} \cdot 40,5} = 281,0 \cong 285^\circ\text{C}$$

Kde vůle mezi lisovanými součástmi v volena dle (5) jako $0,009 \cdot \sqrt{d_m}$. Součinitel teplotní roztažnosti pro ocel $\alpha = 11 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ také dle (5).

6.3 Kontrola hřídele 3

Zde bude provedena kontrola hřídele 3.

6.3.1 Určení reakcí a momentů



Obr. 6.2 Hřídel 3 jako nosník

Silové řešení nosníku se provede pomocí rovnic rovnováhy. Součet ohybových momentů k bodu B je roven nule:

$$F_v \cdot a - R_{By} \cdot b = 0 \Rightarrow R_{By} = \frac{F_v \cdot a}{b} \quad (6.13)$$

$$R_{By} = \frac{2432,34 \cdot 53,5}{116} = 1121,81 \text{ N}$$

Součet radiálních sil je roven nule:

$$F_v - R_{Ay} + R_{By} = 0 \Rightarrow R_{Ay} = F_v + R_{By} \quad (6.14)$$

$$R_{Ay} = 2432,34 + 1121,81 = 3554,15 \text{ N}$$

Axiální reakce R_{ax} je přímo rovna síle F_B :

$$F_B = R_{Ax} = 30000 \text{ N} \quad (6.15)$$

Ohybový moment na úsecích x_1 a x_2 :

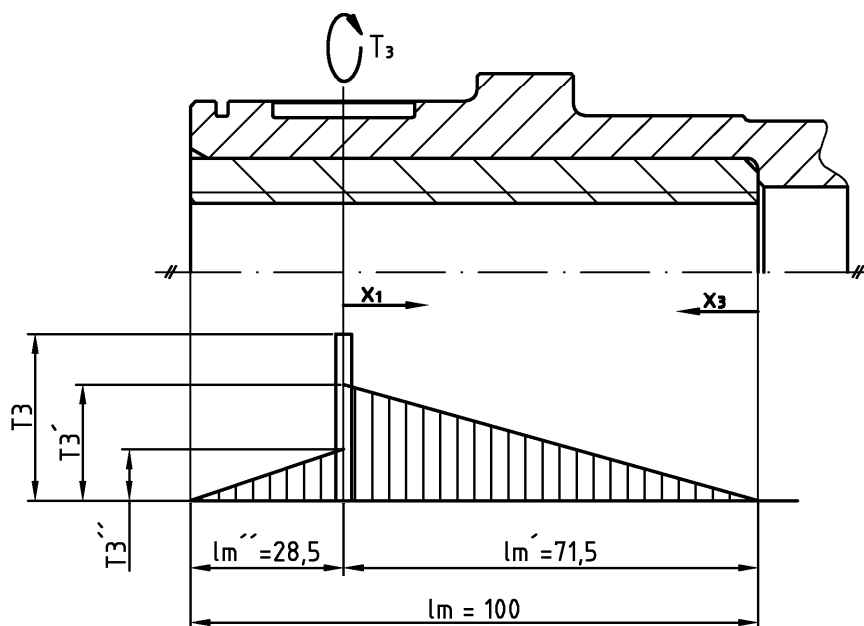
$$M_{ox1} = F_v \cdot x_1 \quad (6.16)$$

$$M_{ox1} = 2432,34 \cdot x_1 \cdot 10^{-3} = 2,43234 \cdot x_1 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (6.17)$$

$$M_{ox2} = R_{By} \cdot x_2 \quad (6.18)$$

$$M_{ox2} = 1121,81 \cdot x_2 \cdot 10^{-3} = 1,12181 \cdot x_2 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (6.19)$$

Točivý moment



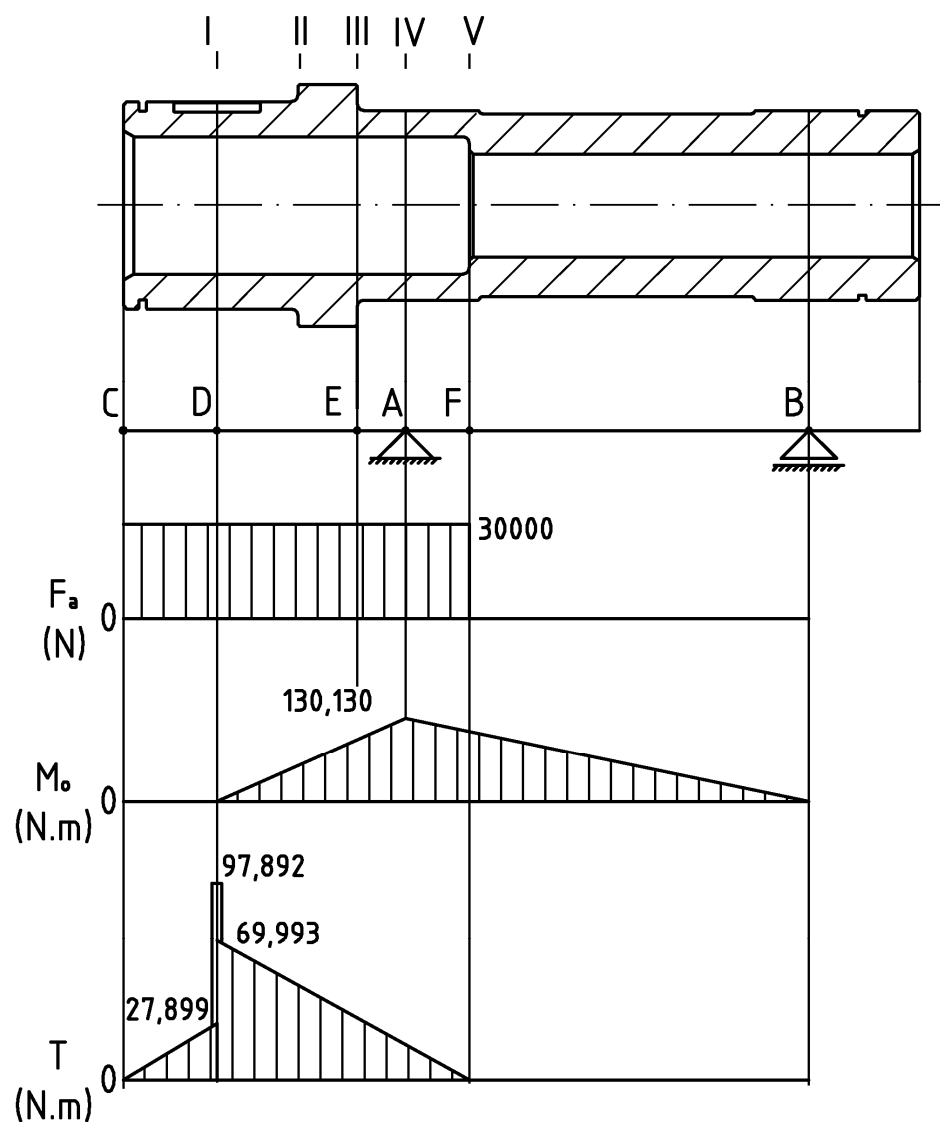
Obr. 6.3 Rozdělení točivého momentu na hřídeli 3

Odběr točivého momentu z hřídele na nalisovanou matici je uvažován po celé délce matice konstantní (viz obr. 6.3). Točivý moment na úseku x_1 :

$$\frac{T_{x3}}{x_3} = \frac{T_{x1}}{l_m' - x_1} = \frac{T_3}{l_m} \Rightarrow T_{x1} = \frac{T_3}{l_m} \cdot (l_m' - x_1) \quad (6.20)$$

$$T_{x1} = \frac{97,892}{100} \cdot (71,5 - x_1) = 0,97892 \cdot (71,5 - x_1) [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (6.21)$$

6.3.2 Průběhy sil a momentů



Obr. 6.4 Průběhy sil a momentů

Nakreslený průběh axiální síly neodpovídá průběhu síly ve zjednodušeném nosníku, je ovšem na straně bezpečnosti (viz také kap. 6.2). Hodnota maximálního ohybového momentu $M_o^A = 130,130 \text{ N} \cdot \text{m}$ se zjistí dosazením souřadnice bodu A $x_1 = 53,5 \text{ mm}$ do

rov. 6.17. Točivý moment $T'_3 = 69,993 \text{ N} \cdot \text{m}$ se zjistí dosazením $x_1 = 0 \text{ mm}$ do rov. 6.21.

Moment $T''_3 = 27,899 \text{ N} \cdot \text{m}$ se vypočítá jako $T_3 - T'_3$.

6.3.3 Statická kontrola

Na základě průběhů sil a momentů na obr. 6.4 a zohlednění vrubů určeny nebezpečné průřezy I – V (viz také obr. 6.4). V těchto průřezích bude provedena statická kontrola hřídele. Průměry D a d kritických průřezů plynou z konstrukčního řešení hřídele.

Součinitelé tvaru

Pro průřez I se součinitel tvaru pro krut α_{τ_I} v místě drážky pro pero vypočítá dle (11) jako:

$$\alpha_{\tau_I} = 2 + 0,05 + \frac{b_p}{R} \quad (6.22)$$

$$\alpha_{\tau_I} = 2 + 0,05 + \frac{5}{0,4} = 2,6$$

Kde b_p je šířka pera a R je poloměr zaoblení drážky pera.

Pro výpočet součinitele tvaru pro ohyb se dá dle (11) použít poznatek pružnosti a pevnosti (pro tah a tlak je uvažován stejný součinitel jako pro ohyb):

$$\alpha_{\sigma_{oI}} = \alpha_{\sigma_{tI}} = 1,3 \cdot \alpha_{\tau_I} \quad (6.23)$$

$$\alpha_{\sigma_{oI}} = 1,3 \cdot 2,6 = 3,4$$

Další součinitele tvaru byly zjištěny z grafů v (3), str. 51 podle hodnot, které plynou z konstrukčních rozměrů $R = 2 \text{ mm}$, $d = 60 \text{ mm}$ pro průřez III a podle hodnot $R = 2 \text{ mm}$, $d = 42 \text{ mm}$ pro průřez IV (součinitele pro tlak a tah jsou stejné jako pro ohyb):

$$\alpha_{\sigma_{oIII}} = 2$$

$$\alpha_{\tau_{III}} = 1,7$$

$$\alpha_{\sigma_{oV}} = 2$$

$$\alpha_{\tau_V} = 1,7$$

Průřez I

V tomto průřezu bude provedena kontrola na tlak a krut. Napětí v tlaku a krutu dle (11):

$$\sigma_d = \frac{F_B}{S} = \frac{4 \cdot F_B}{\pi \cdot (d^2 - D^2)} \quad (6.24)$$

$$\sigma_d = \frac{4 \cdot 30000}{\pi \cdot (60^2 - 42^2)} = 20,80 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{T_I}{W_k} = \frac{16 \cdot d \cdot T_3}{\pi \cdot (d^4 - D^4)} \quad (6.25)$$

$$\tau = \frac{16 \cdot 60 \cdot 97,892 \cdot 10^3}{\pi \cdot (60^4 - 42^4)} = 3,04 \text{ MPa}$$

Statická bezpečnost dle (11) podle Guestovy hypotézy:

$$k_s = \frac{R_e}{\sqrt{(\alpha_{\sigma_o} \cdot \sigma_d)^2 + 4 \cdot (\alpha_{\tau} \cdot \tau)^2}} \quad (6.26)$$

$$k_s = \frac{345}{\sqrt{(3,4 \cdot 20,80)^2 + 4 \cdot (2,6 \cdot 3,04)^2}} = 4,8$$

Průřezy II a III

Průřez II obsahuje konstrukční vrub, ovšem průřez III obsahuje vrub stejného typu a navíc je zde menší nosný průřez a větší ohybový moment, proto bude řešen pouze průřez III.

Kontrola bude provedena na ohyb, tah a krut ($x_1 = 39 \text{ mm}$ plyne z konstrukčního řešení):

$$\sigma_t = \sigma_{III} = \frac{F_B}{S} = \frac{4 \cdot F_B}{\pi \cdot (d^2 - D^2)} \quad (6.27)$$

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot 30000}{\pi \cdot (55^2 - 42^2)} = 30,29 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o = \frac{M_{ox1}}{W_o} = \frac{32 \cdot d \cdot 2,43234 \cdot x_1 \cdot 10^3}{\pi \cdot (d^4 - D^4)} \quad (6.28)$$

$$\sigma_o = \frac{32 \cdot 55 \cdot 2,43234 \cdot 39}{\pi \cdot (55^4 - 42^4)} = 8,80 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{T_{x1}}{W_k} = \frac{16 \cdot d \cdot 0,97892 \cdot (71,5 - x_1) \cdot 10^3}{\pi \cdot (d^4 - D^4)} \quad (6.29)$$

$$\tau = \frac{16 \cdot 55 \cdot 0,97892 \cdot (71,5 - 22) \cdot 10^3}{\pi \cdot (55^4 - 40^4)} = 2,25 \text{ MPa}$$

Statická bezpečnost podle Guestovy hypotézy:

$$k_s = \frac{R_e}{\sqrt{[\alpha_{\sigma_{\text{III}}} \cdot (\sigma_t + \sigma_o)]^2 + 4 \cdot (\alpha_{\tau_{\text{III}}} \cdot \tau)^2}} \quad (6.30)$$

$$k_s = \frac{345}{\sqrt{[2 \cdot (30,29 + 8,80)]^2 + 4 \cdot (1,7 \cdot 2,25)^2}} = 4,4$$

Průřez IV

V tomto průřezu bude provedena kontrola na ohyb, tah a krut. Toto místo se kontroluje kvůli maximálnímu ohybovému momentu, i když vrub zde není žádný.

$$\sigma_t = \sigma_{\text{III}} = 30,29 \text{ MPa} \quad (6.31)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{ox1}}{W_o} = \frac{32 \cdot d \cdot 2,43234 \cdot x_1 \cdot 10^3}{\pi \cdot (d^4 - D^4)} \quad (6.32)$$

$$\sigma_o = \frac{32 \cdot 55 \cdot 2,43234 \cdot 53,5 \cdot 10^3}{\pi \cdot (55^4 - 42^4)} = 12,07 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{T_{x1}}{W_k} = \frac{16 \cdot d \cdot 0,97892 \cdot (71,5 - x_1) \cdot 10^3}{\pi \cdot (d^4 - D^4)} \quad (6.33)$$

$$\tau = \frac{16 \cdot 55 \cdot 0,97892 \cdot (71,5 - 53,5) \cdot 10^3}{\pi \cdot (55^4 - 42^4)} = 0,82 \text{ MPa}$$

Statická bezpečnost podle Guestovy hypotézy:

$$k_s = \frac{R_e}{\sqrt{(\sigma_t + \sigma_o)^2 + 4 \cdot \tau^2}} \quad (6.34)$$

$$k_s = \frac{345}{\sqrt{(30,29 + 12,07)^2 + 4 \cdot 0,82^2}} = 8,14$$

Průřez V

V tomto místě bude provedena kontrola na ohyb a tah.

$$\sigma_t = \sigma_{tV} = \sigma_{tIII} = 30,29 \text{ MPa} \quad (6.35)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{ox2}}{W_o} = \frac{32 \cdot d \cdot 1,12181 \cdot x_2 \cdot 10^3}{\pi \cdot (d^4 - D^4)} \quad (6.36)$$

$$\sigma_o = \frac{32 \cdot 55 \cdot 1,12181 \cdot 98 \cdot 10^3}{\pi \cdot (55^4 - 42^4)} = 10,20 \text{ MPa}$$

Statická bezpečnost dle (11):

$$k_s = \frac{R_e}{\alpha_{\sigma_{oV}} \cdot (\sigma_t + \sigma_o)} \quad (6.37)$$

$$k_s = \frac{345}{2 \cdot (30,29 + 10,20)} = 4,3$$

Hřídel staticky vyhovuje ve všech kritických průřezích. Hlavní podíl na namáhání součásti má tlak, který je ovšem statický, takže se jeho výpočet v dynamické kontrole nebude lišit.

V příloze A je zdokumentovaný výpočet hřídele 3 pomocí MKP v programu „Ansys workbench“ (17). Výsledky tohoto výpočtu se od analytického liší, nejde ovšem o nijak zásadní rozdíly. Maximální redukované napětí v místě osazení pro ložisko A vypočtené v MKP je $\sigma_{red} = 96,95 \text{ MPa}$, analytické řešení podalo výsledek $\sigma_{red} = 80,98 \text{ MPa}$. Nepřesnost řešení je vidět také na napětí v místě drážky pro pero, kde se simulace nezdá být reálná. Vzhledem k mezi kluzu materiálu $R_e = 345 \text{ MPa}$ součást staticky vyhovuje v obou výpočtech.

6.3.4 Dynamická kontrola

Kontrola bude provedena v průřezu s nejmenší statickou bezpečností, tj. průřez V.

Součinitelé dynamického namáhání

Výpočet součinitelů vrubu β bude proveden Neuberovou metodou dle (10).

$$\beta_{\sigma_o} = \alpha_{\sigma_{oV}} \cdot \sqrt{\frac{R}{R_F}} = \alpha_{\sigma_{oV}} \cdot \sqrt{\frac{R}{R + s^x \cdot \rho^x}} \quad (6.38)$$

$$\beta_{\sigma_0} = 2 \cdot \sqrt{\frac{2}{2 + 2,429 \cdot 0,125}} = 1,86$$

Kde $\rho^x = 0,125$ je materiálová konstanta závislá na mezi kluzu materiálu viz obr.13, (10).

Součinitel pevnostní hypotézy s^x se vypočítá dle (10):

$$s^x = \frac{2 - \nu}{1 - \nu} \quad (6.39)$$

$$s^x = \frac{2 - 0,3}{1 - 0,3} = 2,429$$

Součinitel velikosti součásti: $\varepsilon_m = 0,8$ dle grafu na str. 53, (3).

Součinitel stavu povrchu součásti: $\varepsilon_p = 0,8$ dle grafu na str. 53, (3) pro jemné soustružení.

Mez únavy součásti s vrubem

Dle (6) je základní mez únavy v ohybu pro ocel 11 500:

$$\sigma_{Co} = 0,49 \cdot R_m \quad (6.40)$$

$$\sigma_{Co} = 0,49 \cdot 550 = 269,5 \text{ MPa}$$

Mez únavy v průřezu V dle (11):

$$\sigma_{Co}^x = \sigma_{Co} \cdot \frac{\varepsilon_p \cdot \varepsilon_m}{\beta_{\sigma_0}} \quad (6.41)$$

$$\sigma_{Co}^x = 269,5 \cdot \frac{0,8 \cdot 0,8}{1,86} = 92,73 \text{ MPa}$$

Dynamická bezpečnost dle (11)

$$k_d = \frac{\sigma_{Co}^x}{\sigma_0} \quad (6.42)$$

$$k_d = \frac{92,73}{15,51} = 6,0$$

Statická bezpečnost dle (11)

$$k_s = \frac{R_e}{\alpha_{\sigma_{ov}} \cdot \sigma_{tV}} \quad (6.43)$$

$$k_s = \frac{245}{2 \cdot 44,12} = 2,8$$

Výsledná bezpečnost dle (11)

$$k_v = \frac{k_s \cdot k_d}{\sqrt{k_s^2 \cdot k_d^2}} \quad (6.44)$$

$$k_v = \frac{2,8 \cdot 6}{\sqrt{2,8^2 + 6^2}} = 2,5$$

Podle (10) se má výsledná bezpečnost pro statický tlak a dynamické ohybové zatížení k_v pohybovat pro optimalizovanou součást v rozmezí 1,1 – 1,7. Hřídel vyhovuje.

6.4 Životnost ložisek

Výpočet životnosti ložisek bude proveden dle katalogu SKF (13). Vzhledem k velké axiální síle zvolena kuličková ložiska s kosoúhlým stykem SKF 7311 BEP. Ta mají dostatečnou únosnost a oproti např. kuželíkovým ložiskám menší nároky na uložení. Výpočet bude proveden pro ložisko v místě A (viz obr. 6.2), které přenáší celou axiální sílu a je také více radiálně namáháno. Parametry navrženého ložiska SKF 7311 BEP:

$$C_o = 55 \text{ kN}$$

$$C = 79,3 \text{ kN}$$

Ekvivalentní statické zatížení a statická bezpečnost:

$$P_o = 0,5 \cdot F_r + 0,26 \cdot F_a = 0,5 \cdot R_{Ay} + 0,26 \cdot F_B \quad (6.45)$$

$$P_o = 0,5 \cdot 3554,15 + 0,26 \cdot 30000 = 9577,08 \text{ N}$$

$$s_o = \frac{C_o}{P_o} \quad (6.46)$$

$$s_o = \frac{55000}{9577,08} = 5,7$$

Dle (4) je pro pomalé otáčení a normální provoz minimální hodnota statické bezpečnosti $s_0 = 1$. Ložisko vyhovuje.

Ekvivalentní dynamické zatížení a trvanlivost ložiska:

$$P = 0,35 \cdot F_r + 0,57 \cdot F_a = 0,35 \cdot R_{Ay} + 0,57 \cdot F_B \quad (6.47)$$

$$P = 0,35 \cdot 3554,15 + 0,57 \cdot 30000 = 18343,95 \text{ N}$$

Základní trvanlivost vyjádřená v provozních hodinách L_{10h} dle (4):

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P} \right)^{p_1} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_3} \quad (6.48)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{79300}{18343,95} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 64,745} = 20796,18 \text{ hod}$$

Kde $p_1 = 3$ je dle (4) konstanta pro ložiska s bodovým stykem. Trvanlivost ložiska je vyhovující. Při každodenním, 16 hodinovém provozu je trvanlivost navrženého ložiska cca 3,5 roku. Jako mazivo pro ložiska zvoleno z katalogu (14) plastické mazivo Paramo LVT 1EP s viskozitou $\nu_1 = 200 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ dle grafu 4.12, (6). Tuková náplň ložisek je trvalá a její výměna se neuvažuje.

7. Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout funkční tlačné šroubové zařízení s řemenovým převodem, které bude splňovat všechny parametry zadání. Při návrhu a výpočtu jednotlivých komponent jsem postupoval dle zadání bakalářské práce a všechny stanovené podmínky jsem dodržel a předpokládám i správnou funkčnost zařízení v praxi. Cílem bylo také přizpůsobit zařízení pro výrobu v malé sérii, tohoto je dosaženo použitými technologiemi výroby (svařovaný rám, součásti vyráběné na soustruhu a CNC).

Tlačné zařízení je konstruováno pro umístění na betonový základ nebo ocelové nosníky a přišroubování 6 šrouby M16 ISO 4014 – 8.8 (délky podle konstrukčního řešení ukotvení). Vzhledem k odkryté konstrukci šroubu je nutná jeho pravidelná (cca 1 x týdně) kontrola a domazávání stanoveným mazivem. Tuková náplň ložisek je trvalá a její výměna se neuvažuje. Předepsaná axiální vůle na sestavném výkrese (příloha C) se vymezí při montáži zbroušením hřídelového pojistného kroužku na potřebný rozměr. Předpětí v řemenech se nastaví napínacím šroubem umístěným pod převodovkou na předepsaný tah v řemenech.

8. Seznam použité literatury

- (1) DRASTÍK, F. *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. 2. vydání. Ostrava: Montanex, 2002. ISBN 80-85780-95-X.
- (2) KRÍŽ, R. *Tabulky materiálů a předvýrobků pro strojírenství, II. část*. 1. vydání. Ostrava: Montanex, 2000. ISBN 80-7225-017-5.
- (3) LEINVEBER, J. – VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. 4. vydání, Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- (4) KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonů strojů*. 1. vydání. Ostrava: VŠB – TUO, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3.
- (5) KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. 1. vydání. Ostrava: VŠB – TUO, 2008. ISBN 978-80-248-1290-8.
- (6) MORAVEC, V. – HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 1. vydání. Ostrava: VŠB – TUO, 2008. ISBN 978-80-248-0878-9.
- (7) NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů: Spoje*. 2. vydání. Ostrava: VŠB – TUO, 2008. ISBN 978-80-248-1782-8.
- (8) KALÁB, K. *Návrh a výpočet řemenového převodu: Vysokoškolská příručka*. Ostrava: VŠB – TUO, 2008. Fakulta strojní. Katedra částí a mechanismů strojů.
- (9) KALÁB, K. *Konstrukční návrh a výpočet ručního šroubového zvedáku: Vysokoškolská příručka*. Ostrava: VŠB – TUO, 2009. Fakulta strojní. Katedra částí a mechanismů strojů.
- (10) KALÁB, K. *Návrh a výpočet dynamicky namáhaného šroubu: Vysokoškolská příručka*. Ostrava: VŠB – TUO, 2009. Fakulta strojní. Katedra částí a mechanismů strojů.
- (11) NĚMČEK, M. *Přednášky z Částí a mechanismů strojů II*. Ostrava: VŠB – TUO, 2009.
- (12) *HEB Hydraulik* [online]. Poslední revize 21. 4. 2010 [cit. 2010-4-21].
<<http://www.heb-zyl.com/cz/>>.
- (13) *Hlavní katalog*. SKF. 2007.
- (14) *Maziva – prodej olejů a maziv* [online]. Poslední revize 21. 4. 2010 [cit. 2010-4-21].
<<http://www.maziva-pm.cz/>>.
- (15) *Power jacks* [online]. Poslední revize 14. 4. 2010 [cit. 2010-4-21].
< <http://www.powerjacks.com/> >.
- (16) *TOS Znojmo, čelní převodovky* [online]. Poslední revize 11. 9. 2009 [cit. 2010-4-21].
<http://www.tos-znojmo.cz/produkce/mtc/cz/index_h.htm>.
- (17) *Ansys workbench* [počítačový program]. Ver. 11.0, USA: SAS IP, 26. 1. 2007 [cit. 2010-4-21].

9. Seznam příloh

- A Řešení hřídele 3 v programu „Ansys“
- B Pohledy 3-D na sestavu tlačného zařízení
- C Tlačné zařízení - sestavný výkres, TZ-01
- D Tlačné zařízení - seznam položek, TZ-02
- E Hřídel 3 - výrobní výkres, TZ-01.01
- F CD s textem a výkresy bakalářské práce